

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Manipulátor polohování výpalků

Manipulator for Positioning of Work Pieces during Flame Cutting

Student:

Michal Kohout

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Havlík Jiří, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Kohout**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Manipulátor polohování výpalků
Manipulator for Positioning of Work Pieces during Flame Cutting

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce navrhnete manipulátor polohování výpalků:

1. Materiál výpalků ocel
2. Výpalek ve formě kvádra $a = (100 \div 400)$ mm, $b = (100 \div 400)$ mm, $c = (50 \div 100)$ mm
3. Otáčení $\pm 180^\circ$ kolem osy kolmé na rovinu danou obdélníkem $b \times c$, osa prochází těžištěm tohoto obdélníku
4. Vzdálenost výpalku od podlahy je 900 mm k dolní hraně.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15.5.2015


.....
Thohant

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15.5.2015


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Michal Kohout

Adresa trvalého pobytu autora práce: Mosty u Jablunkova 1026, 739 98

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Kohout, M. *Manipulátor polohování výpalků : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra Částí a mechanismů strojů, 2015, 38s. Vedoucí práce: doc. Ing. Havlík Jiří, Ph.D.

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou manipulátorů a konstrukčním řešením manipulátoru polohování výpalků. V úvodu práce je zmíněna stručná historie průmyslových manipulačních zařízení. Další část práce se věnuje popisu vybraných manipulátorů jak zahraničních, tak českých. V další části této práce je zpracován konstrukční návrh manipulátoru pro polohování výpalků. Navržený manipulátor je zdokumentován v příloze bakalářské práce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

Kohout, M. *Manipulator for Positioning of Work Pieces during Flame Cutting : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 38p. Thesis head: doc. Ing. Havlík Jiří, Ph.D.

This bachelor thesis is dealing with the manipulators and the design of the manipulator for positioning of work pieces during flame cutting. In the introduction there is a short history of industrial manipulators. Another part is focused on description of the selected manipulators, both foreign and Czech. In the next part there is a structural design of manipulator for positioning of work pieces during flame cutting. Designed manipulator is documented in the enclosure of the bachelor thesis.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která mne během studia podporovala.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
1. Úvod.....	10
2. Historie manipulátorů	11
3. Současné manipulátory v průmyslu	13
4. Konstrukční návrh manipulátoru	16
4.1 Rozbor hmotností a rozměrů výpalků.....	16
4.2 Rozbor manipulace s výpalkem	17
4.3 Návrh pevné konstrukce.....	18
4.4 Návrh hnané části.....	19
4.5 Návrh upínací části.....	20
4.6 Návrh pohonné jednotky.....	21
4.7 Návrh ložisek	23
5. Pevnostní a návrhové výpočty	24
5.1 Pevnostní výpočet hnací hřídele	24
5.1.1 Výpočet namáhání hnací hřídele na ohyb.....	24
5.1.2 Výpočet namáhání hnací hřídele na krut.....	25
5.2 Návrhový výpočet ložisek	26
5.2.1 Výpočet reakcí	26
5.2.2 Výpočet životnosti ložisek.....	27
5.3 Návrhový výpočet pohonné jednotky	27
5.4 Pevnostní výpočet stojanové části	29
5.5 Pevnostní návrh kotevních šroubů.....	30
5.6 Pevnostní výpočet upínací části.....	32
6. Závěr	35
7. Seznam použitých zdrojů	36
8. Seznam příloh	38

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Legenda	Jednotka
A	Šířka ložiska	mm
a	Účinný rozměr svaru	mm
C	Základní dynamická únosnost ložiska	kN
C ₀	Základní statická únosnost ložiska	kN
d	Průměr díry ložiska	mm
d ₂	Střední průměr metrického závitu	mm
d ₃	Malý průměr metrického závitu	mm
F	Maximální síla vyvozená obsluhou	N
F _c	Zátěžná síla	N
F _č	Zatěžující síla způsobena vahou člověka	N
F _o	Osová síla ve šroubu	N
F _{scelk}	Celková síla působící na šroub	N
f _z	Součinitel smykového tření na závitu	-
g	Tíhové zrychlení	ms ⁻²
H	Výška ložiskové jednotky	mm
H ₁	Osová výška ložiskové jednotky	mm
k _s	Součinitel statické bezpečnosti	-
k ₃	Převodní součinitel koutového svaru	-
k ₄	Převodní součinitel koutového svaru	-
L	Délka ložiskové jednotky	mm
L _{10h}	Základní životnost ložiska	hod
l	Účinná délka svaru	mm
l'	Délka svaru	mm
M _c	Celkový třecí moment	Nmm
m _{celk}	Celková hmotnost	kg
m _č	Předpokládaná maximální váha člověka	kg
M _o	Zatěžující ohybový moment	Nmm

Označení	Legenda	Jednotka
M_{omax}	Maximální ohybový moment	Nmm
M_t	Maximální přenositelný moment upínacím pouzdrem	Nm
$M_{T1/2}$	Třecí momenty ložisek	Nmm
M_u	Předepsaný utahovací moment	Nm
M_{zv}	Moment zvratu elektromotoru	Nmm
P	Maximální zatížení ložiska	N
p	Exponent typu ložiska	-
P_h	Stoupání závitu	mm
$P_{1/2}$	Zatížení ložisek	N
R	Reakční síla	N
R_e	Mez kluzu materiálu	MPa
$R/2$	Reakční síla připadající na jeden šroub	N
t	Tloušťka svaru	mm
W_k	Modul průřezu v krutu	mm ³
W_o	Modul průřezu v ohybu	mm ³
α	Úhel profilu metrického závitu	°
β	Součinitel tloušťky koutového svaru	-
μ	Součinitel tření pro kuličková ložiska	-
π	Ludolfovo číslo	-
σ_t	Tahové napětí	MPa
σ_o	Ohybové napětí	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
τ_l	Smykové namáhání působící na svar	MPa
τ_k	Namáhání v krutu	MPa
φ	Redukovaný třecí úhel	°
ψ	Úhel stoupání závitu	°

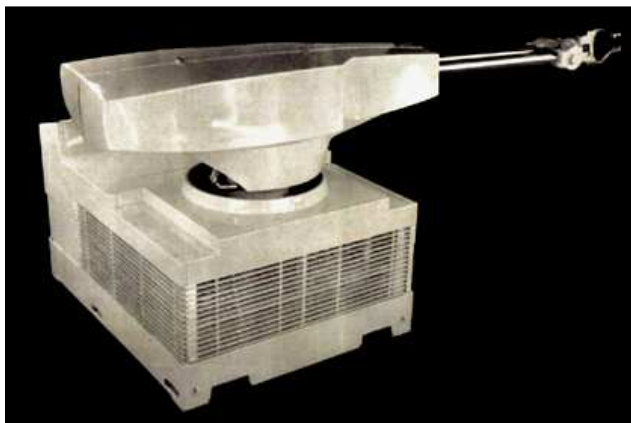
1. Úvod

Využití manipulační techniky v průmyslu se se stále zvětšujícími požadavky na kvalitu a rychlost výroby zvětšuje. S nasazením takto automatizovaných strojů se dosahuje větší produktivnosti a flexibility. Manipulační zařízení nachází uplatnění zejména tam, kde síla a spolehlivost vyvíjená člověkem není dostačující a to jak v provozu malých firem, tak i v sofistikovaném logistickém procesu velkých firem.

Cílem této bakalářské práce je konstrukčně navrhnout manipulátor polohování výpalků a objasnit historii a současné trendy v manipulaci s průmyslovými výrobky.

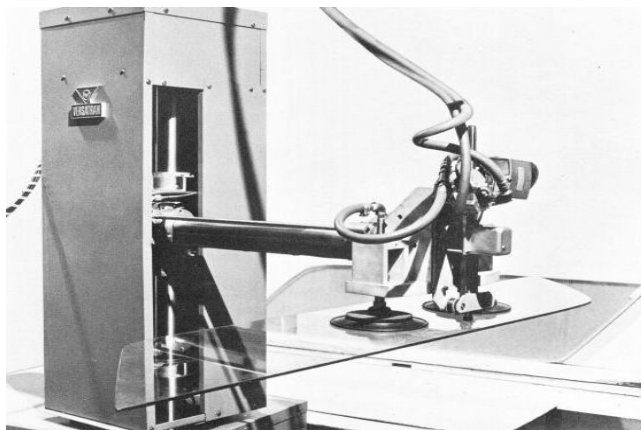
2. Historie manipulátorů

Největší rozmach s technologií manipulační techniky v průmyslu nastal po druhé světové válce. V roce 1956 se George C. Devol a Joseph F. Engelberger rozhodli založit společnost Unimation, která se jako první zabývala výrobou manipulační techniky. Jejich prvním manipulátorem se stal Unimate – viz obr. 2.1. Tento manipulátor byl nasazen do provozu roku 1961. První Unimate byl instalován v továrně General Motors, kde vykonával manipulaci v oblasti tlakového lití. [5]



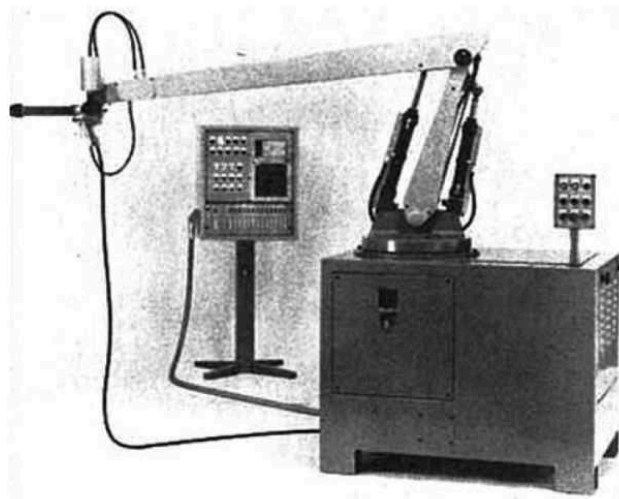
Obr. 2.1 – Manipulátor Unimate [5]

V roce 1967 společnost AMF, Inc. představila světu svůj manipulátor Versatran, který je znázorněn na obrázku 2.2. Versatran představoval další vývojový stupeň v oblasti manipulační techniky. S manipulátorem Unimate firmy Unimation měl mnoho společného. Oba zvládaly manipulovat s objekty, které vážily kolem 68 kg. [6]



Obr. 2.2 – Manipulátor Versatran [6]

Roku 1969 se rozhodla vstoupit na trh firma Tralffa, která se v pozdější době přejmenovala na dnes známější ABB. Tralffa zkonstruovala prvního automatického stacionárního robota, který nanášel vrstvy barvy na zvolený podklad. Tento patent se později plně rozvinul a dnes se běžně používá např. v automobilovém průmyslu. Na obrázku 2.3 je znázorněn stacionární robot Tralffa z roku 1969. [7]



Obr. 2.3 – Stacionární robot Tralffa [7]

3. Současné manipulátory v průmyslu

Současná situace na poli manipulaci s průmyslovými výrobky nabízí velké množství uplatnění nejrůznějších řešení od nepřeberného množství firem, které se specializují na tomto poli.

Mezi lídry v oblasti manipulaci s průmyslovými výrobky se ve světě řadí japonská společnost Yaskawa Electric Corporation. Její technologická řada manipulátorů HSD je zaměřena na manipulaci s obrobky, které vyžadují rotaci kolem jedné osy.

Manipulátor Yaskawa HSD 500 M – viz obr. 3.1 je primárně určen pro rotaci dlouhých svařenců ve vodorovné poloze. Svařence se upínají do manipulátoru s použitím mechanického koníku. Tento stroj je schopen manipulace se svařenci o maximálním průměru 1500 mm a celkové maximální váze 500 kg. Maximální rychlost otáčení manipulátoru se svařenci je 45 ot/min. [19]



Obr. 3.1 – Manipulátor Yaskawa HSD 500 M. [19]

Firma KSK s.r.o. z České Třebové se specializuje výrobou speciálních strojů, jako jsou manipulátory, svařovací a navařovací automaty a plazmové navařovací automaty. Na manipulaci s výrobky se firma KSK s.r.o. specializuje svoji produktovou řadou KSK PO. Tato řada nabízí širokou řadu manipulátorů. [17]

KSK PO 200 S, který je zobrazen na obrázku 3.2, je jedním ze stolových manipulátorů, které firma nabízí. Jeho nosnost je 25 kg. Průměr pracovního stolu činí 200 mm. Pracovní stůl je pro potřeby pracovníka vybaven ručním sklápěním až o 90°. Manipulátor PO 200 S je ovládán nožním pedálem s plynulou regulací otáček. [18]



Obr. 3.2 – Manipulátor KSK PO 200 S. [18]

Dalším z manipulátorů v produktové řadě PO je manipulátor PO 500 S - viz obr. 3.3. Tento stroj nabízí také rotační manipulaci s výrobky. Maximální váha manipulovaného tělesa je 500 kg. Na rozdíl od manipulátoru PO 200 S je tento vybaven motorickým sklápěním pracovního stolu. Pro snadné ovládání je manipulátor vybaven nožním ovládáním i s možností reverzace otáček. [18]



Obr. 3.3 – Manipulátor KSK PO 500 S [18]

Stolní rotační manipulátor PWR 66 představuje další manipulační stroj, který je vhodný pro rotaci kruhových svařenců. Manipulátor disponuje kruhovým upínacím stolem, který se může ručně sklápět o 90°. Maximální nosnost je 100 kg v horizontální a 50 kg ve vertikální poloze upínacího stolu. Rychlou a snadnou obsluhu stroje znovu zajišťuje nožní pedál s plynulou regulací otáček. Manipulátor je zobrazen i s nožním pedálem na obrázku 3.4. [20]

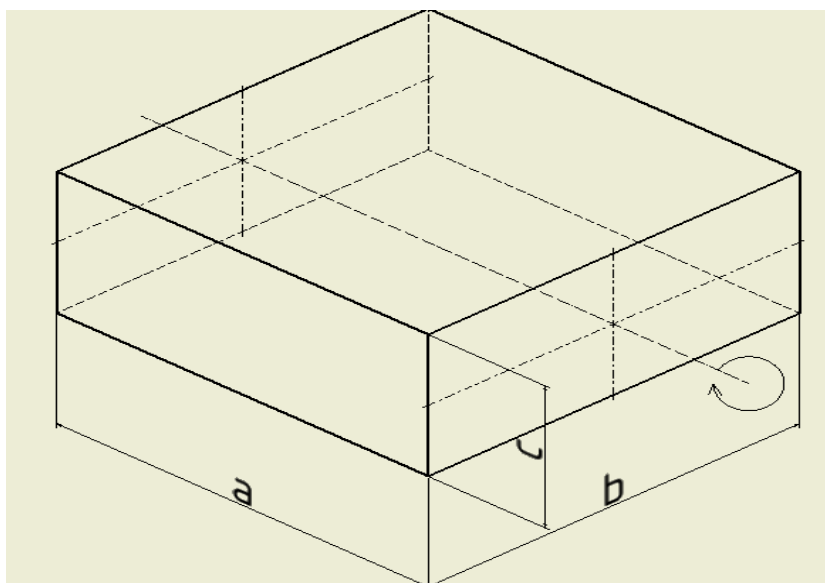


Obr. 3.4 – Manipulátor PWR 66. [20]

4. Konstrukční návrh manipulátoru

4.1 Rozbor hmotností a rozměrů výpalků

Manipulace s výpalky má být umožněna pro výpalky tvaru kvádra, který má následující rozměry: $a = (100 \div 400)$ mm, $b = (100 \div 400)$ mm, $c = (50 \div 100)$ mm. Výpalek se bude otáčet $\pm 180^\circ$ kolem osy kolmé na rovinu danou obdélníkem $b \times c$. Osa obdélníku $b \times c$ prochází jeho těžištěm. Tvar výpalku a směr jeho otáčení je znázorněn na obrázku 4.1.



Obr. 4.1 – Znázornění tvaru výpalku a jeho směru otáčení

Návrh manipulátoru bude proveden pro výpalky o hmotnosti vyšší než 35 kg. Manipulace do 35 kg hmotnosti výpalku se bude provádět ručně, nebo s pomocí přídatných fixačních prvků. Rozbor hmotností je doložen v příloze bakalářské práce.

Podle rozboru hmotností v závislosti na rozměrech výpalků se změní rozpětí rozměrů následovně: $a = (212 \div 400)$ mm, $b = (212 \div 400)$ mm, $c = (50 \div 100)$ mm.

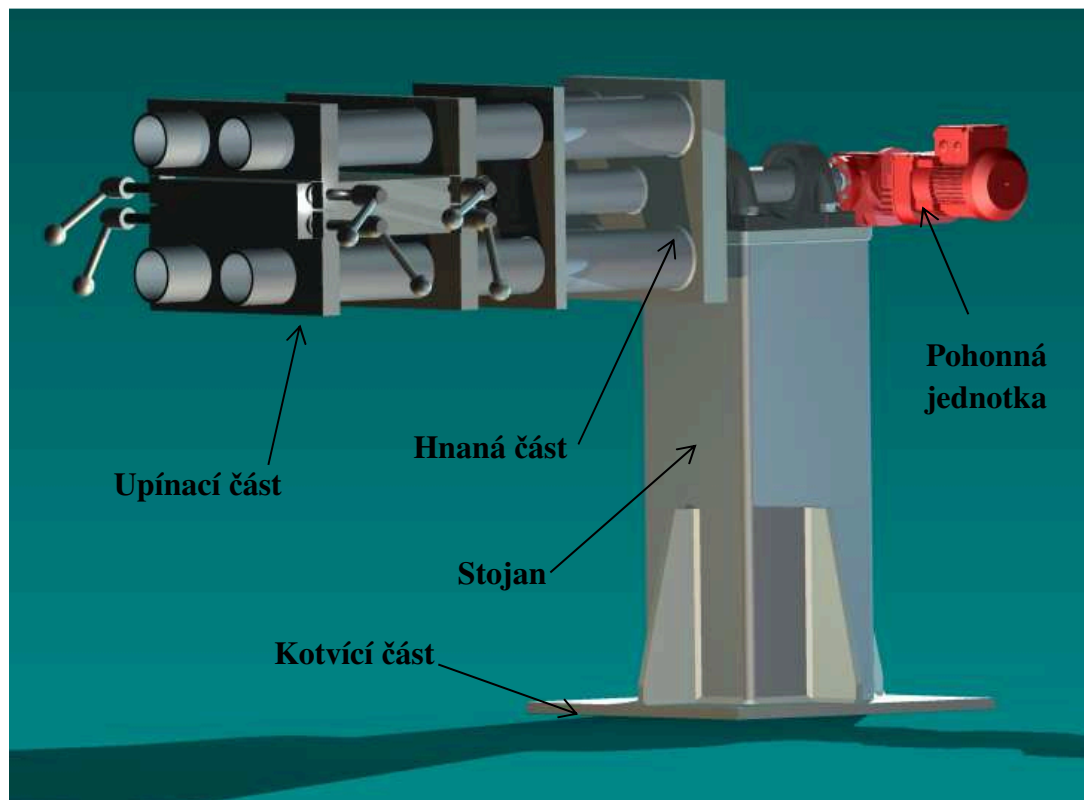
4.2 Rozbor manipulace s výpalkem

Manipulace s manipulátorem bude obsahovat následující body:

- Jeřáb přepraví výpalek pomocí permanentního elektromagnetu do místa manipulátoru a umístí jej do jeho upínací části.
- Obsluha stroje výpalek upne do spodních upínačů, které jsou přestavitelné na různé velikosti výpalků a dle potřeby výpalek obrousí.
- Po obroušení obsluha nasune horní nasouvací trubky i s přestavitelnými upínači.
- Pracovník spustí chod manipulátoru. Ten zahájí rotaci výpalku o 180°.
- Po otočení výpalku obsluha pozastaví chod stroje.
- Obsluha povolí výpalek z horních upínačů a zafixuje jej do spodních upínačů.
- Pracovník vysune horní nasouvací trubky i s upínači a znovu výpalek dle potřeby obrousí.
- Po obroušení se výpalek uvolní z upínačů a jeřáb jej přepraví k dalšímu pracovišti.

4.3 Návrh pevné konstrukce

Pevná konstrukce manipulátoru se skládá z následujících částí: kotvící část, stojan, hnaná část a upínací část. Na obrázku 4.2 je manipulátor vyobrazen i s největším výpalkem.



Obr. 4.2 – Popis pevné konstrukce manipulátoru.

Kotvící část manipulátoru se skládá z plechu válcovaného za tepla, EN 10029 A-N, rozměr 20 x 600 x 600 mm a čtyř ocelových žeber tloušťky 15 mm. [8]

Do kotvícího plechu jsou vyvrtány čtyři otvory o průměru 17 mm, které slouží pro ukotvení manipulátoru pomocí šroubů k podlaze.

Stojanová část manipulátoru je ve spodní části přivařena ke kotvícímu plechu a stranově pojištěna ocelovými žebry. Hlavní těleso stojanové části tvoří profil se čtvercovým průřezem, DIN EN 10219 – 2, rozměr 300 x 300 x 6,3. [9]

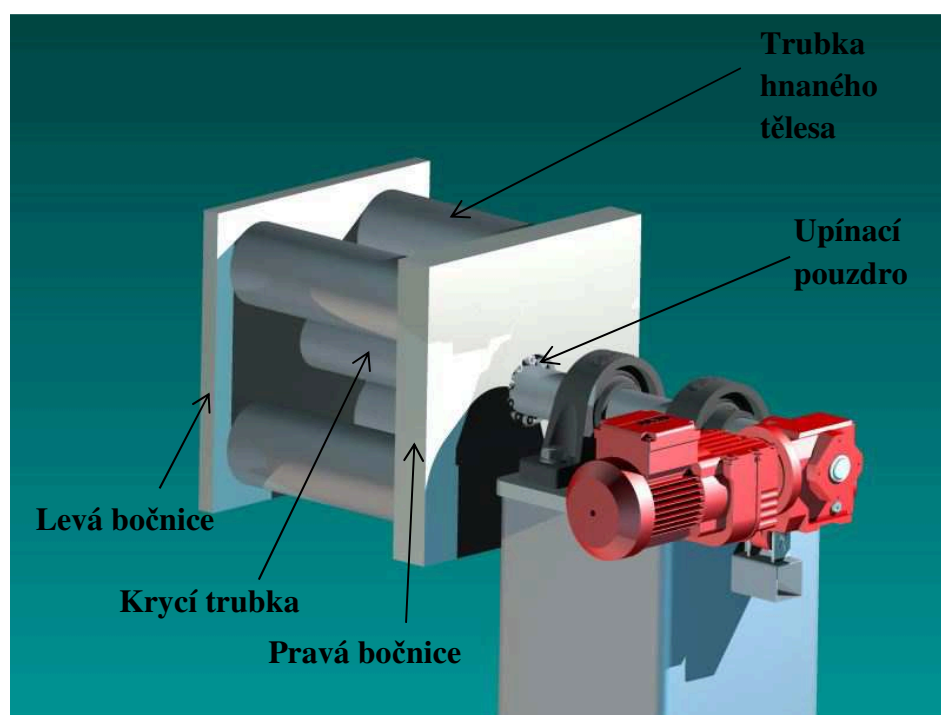
K horní části čtvercového profilu je navařena dosedací část z plechu válcovaného za tepla, EN 10029 A-N, rozměr 20x300x300 mm. [8]

4.4 Návrh hnané části

Hnaná část se skládá ze čtyř kruhových bezešvých trubek $\varnothing 110 \times 4,5 - 373$ a z jedné krycí kruhové trubky $\varnothing 80 \times 2,5 - 335$. Dvě bočnice jsou s těmito trubkami svařeny. V pravé bočnici jsou vyvrtány čtyři slepé otvory. Jednou ze dvou funkcí těchto otvorů je možnost vložení čtyř kruhových trubek, které jsou součástí hnané části. [14]

Další funkcí je vymezení posuvu nasouvacích kruhových trubek, které tvoří upínací část. Otvor vyvrtaný uprostřed pravé bočnice je průchozí a slouží pro vložení páté kruhové trubky, která plní krycí funkci hnací hřídele. Díky tomuto otvoru se přenáší krouticí moment z hnací hřídele na hnanou část manipulátoru pomocí hřídelového upínacího pouzdra Confix MAV 1062.

Hřídelové upínací pouzdro Confix MAV 1062 se skládá z vnitřního a vnějšího kroužku a upínacích šroubů. Je samosvorné a samostředící. Maximální krouticí moment, jenž je schopno pouzdro přenést, má velikost $M_t = 4070 \text{ Nm}$. [10]



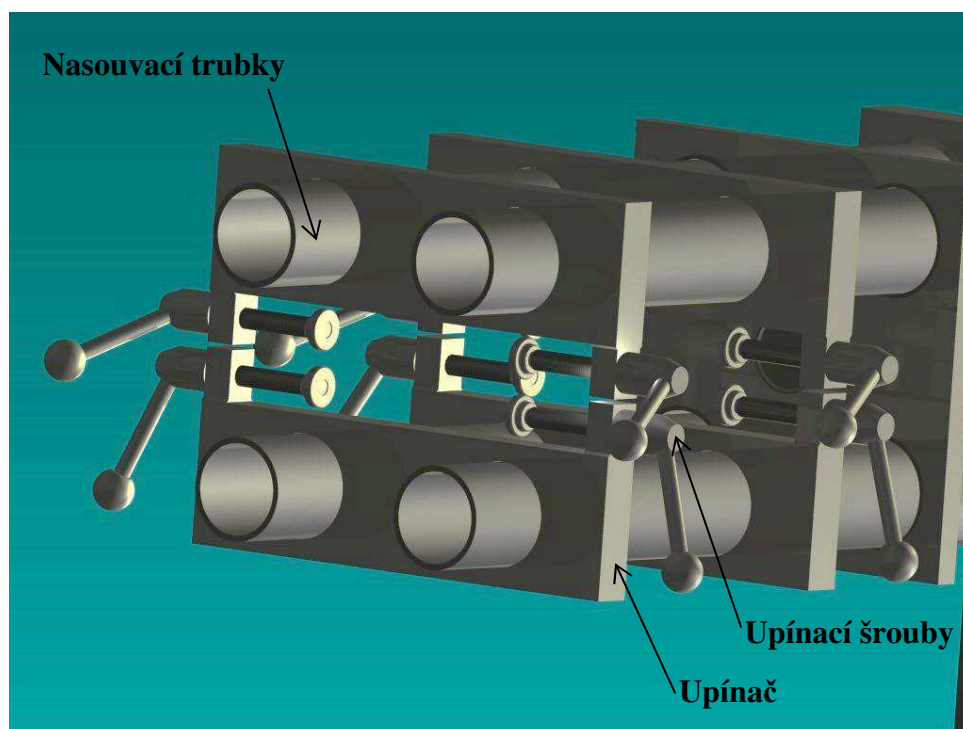
Obr. 4.3 – Hnaná část manipulátoru.

4.5 Návrh upínací části

Upínací část manipulátoru zajišťuje rychlou, jednoduchou a bezpečnou manipulaci s výpalky. Její hlavní části tvoří čtyři nasouvací bezešvé kruhové trubky $\varnothing 102 \times 3 - 1053$ DIN EN 10305 a čtyři nasouvací upínače. Upínací část s nastavením na nejmenší výpalek je zobrazena na obrázku 4.4. [14]

Jejich otvory umožňují polohování a jednoduché přizpůsobení různým velikostem výpalků. Je umožněno plné zaměnitelnosti horních upínačů za spodní. K upínačům jsou navařeny ocelové hranoly se závitovými otvory M20 pro instalaci upínacích šroubů. Jejich funkcí je bezpečná fixace výpalků během chodu stroje.

Upínací šrouby M20 – 150 DIN 6332 s upínací rukojetí DIN99 a s přídatnou opěrnou patkou DIN 6311 byly voleny z firemního katalogu Halder. [4]

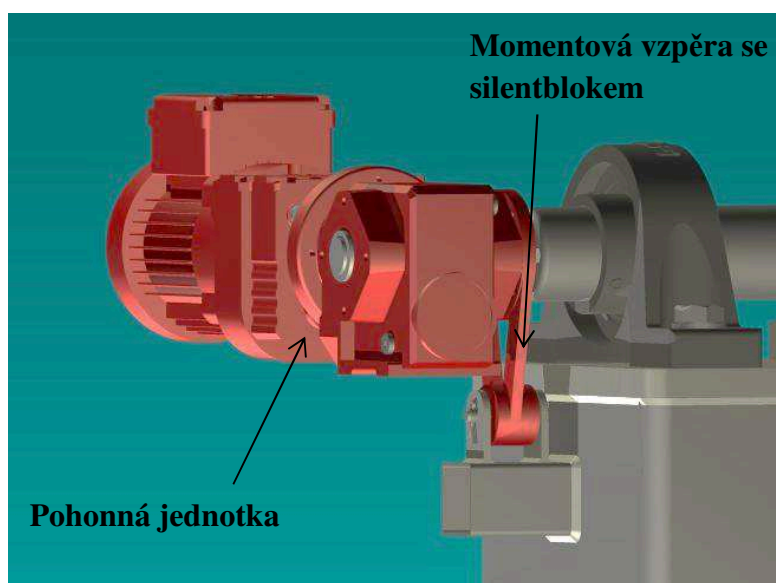


Obr 4.4 – Upínací část manipulátoru.

4.6 Návrh pohonné jednotky

Pro optimální manipulaci s výpalkem je nutno použít poměrně malý počet otáček za minutu (10 ot/min), z důvodu bezpečného otáčení výpalku. Pro pohon manipulátoru je vhodné použití šnekové převodovky, díky velkému převodovému číslu a tichém chodu.

Jako pohonná jednotka byl zvolen šnekový převodový motor SA37/TR17DR63S4 – viz obr 4.5. Jedná se o celek elektromotoru a šnekové převodovky. Volba pohonné jednotky byla provedena pomocí online konfigurátoru společnosti SEW Eurodrive [12]. Technické informace o pohonné jednotce jsou uvedeny v tabulce 4.2. Pohonná jednotka je vybavena momentovou vzpěrou, která je spojena se stojanem manipulátoru pomocí silentbloku, kterým je provlečen čep s hlavou. Čep je zajištěn pomocí závlačky.



Obr. 4.5 – Pohonná jednotka.

Tab.4.2 – Charakteristika pohonné jednotky.

Otáčky elektromotoru [1/min]	1380
Výstupní otáčky [1/min]	9,6
Celkový převodový poměr	144
Výstupní krouticí moment [Nm]	75
Průměr duté hřídele [mm]	20
Výkon elektromotoru [kW]	0,12
Množství maziva 1. převod [l]	0,25
Množství maziva 2. převod [l]	0,25
Napětí motor [V]	230/400
Třída izolace	B

„Šnekové převodovky SEW-EURODRIVE jsou založeny na kombinaci čelních kol a šneků a proto mají výrazně vyšší účinnost než čistě šnekové převodovky. Díky vynikající účinnosti naleznou tyto pohony uplatnění v každém oboru – s individuálně nastavenými otáčkami a krouticím momentem. S vysokými převodovými poměry šnekových převodů a velmi tichým chodem jsou tyto převodové motory cenově výhodným řešením pro jednoduché požadavky.“ [11]

Výstup z převodovky je proveden dutou hřídelí. Spojení s hnací hřídelí, která má větší průměr než je průměr duté hřídele, bylo provedeno pomocí vložení spojovací hřídele. Na obou koncích spojovací hřídele bylo použito spojení s použitím těsných per.

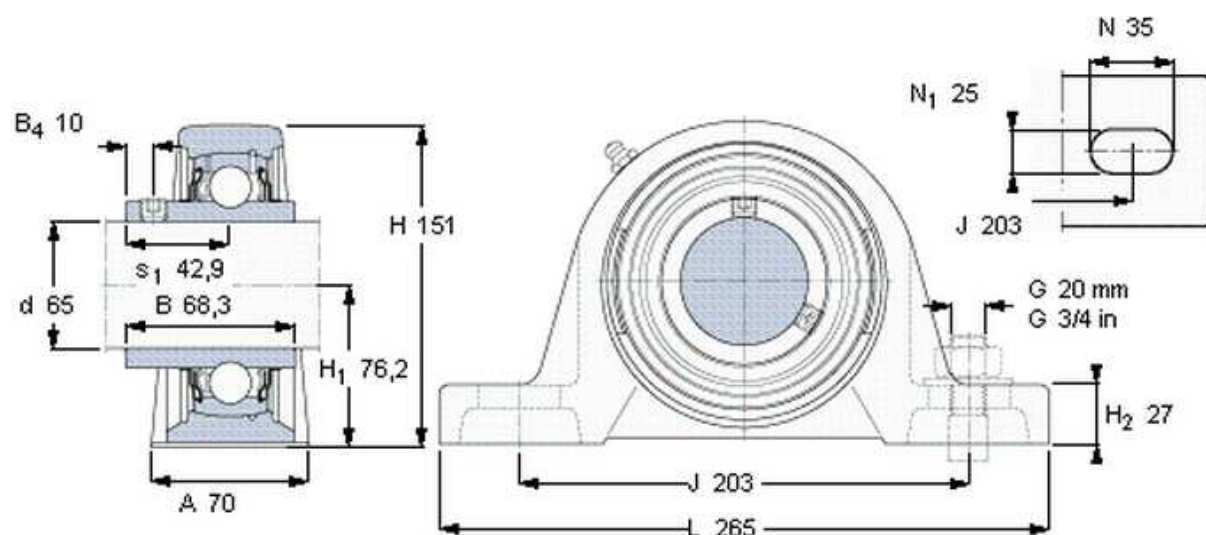
Návrhový výpočet pohonné jednotky je proveden v samostatné kapitole 5.3 – Návrhový výpočet pohonné jednotky.

4.7 Návrh ložisek

Návrh ložisek vychází z návrhového výpočtu hnací hřídele, který je samostatně proveden v kapitole 5.2 – Návrhový výpočet ložisek.

Pro uložení hřídele byla zvolena dvě ložiska s označením YAR 213 – 2F, která jsou součástí ložiskových jednotek s označením SYJ 65 TF – viz obr 4.6.

Fixaci ložiskových jednotek k stojanové části manipulátoru zajišťují čtyři šrouby M20. Stavěcí šrouby, kterými jsou ložiskové jednotky vybaveny, slouží k pojištění pozice hřídele vůči ložiskové jednotce. Ložiskové jednotky a byly zvoleny z online katalogu firmy SKF. [13]



Obr. 4.6 – Ložisková jednotka SYJ 65 TF. [13]

Tab. 4.3 – Rozměrová charakteristika ložiskové jednotky SYJ 65 TF.

d [mm]	A [mm]	H [mm]	H ₁ [mm]	L [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	Lož. Jednotka	Těleso	Ložisko
65	70	151	76,2	265	57,2	40	SYJ 65 TF	SYJ 513	YAR 213 – 2F

5. Pevnostní a návrhové výpočty

5.1 Pevnostní výpočet hnací hřídele

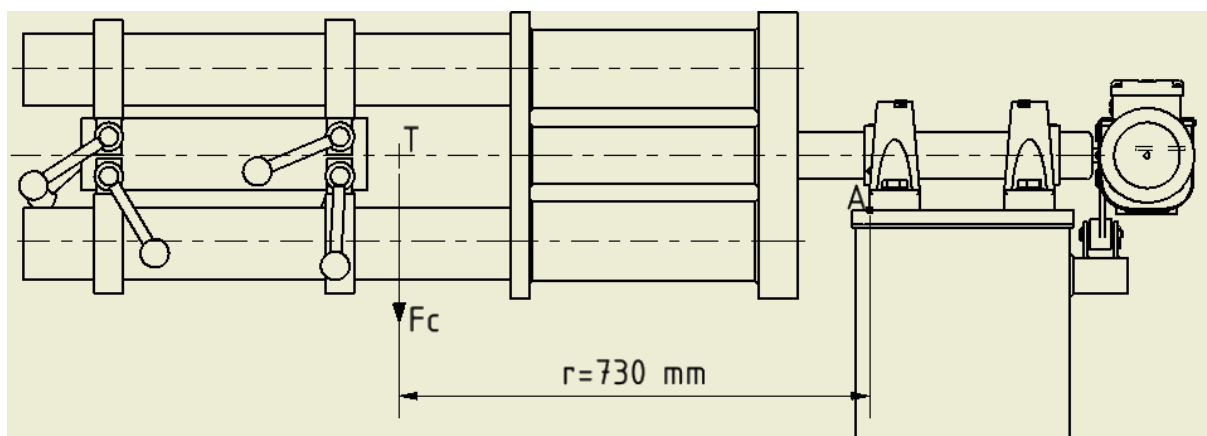
Hnací hřídel manipulátoru je namáhána ohybem a krutem. Namáhání v ohybu způsobuje celek, který je složen z hnané části a upínací části manipulátoru. Hnací hřídel je dále namáhána na krut od kroutícího momentu pohonné jednotky.

5.1.1 Výpočet namáhání hnací hřídele na ohyb

Stanovení maximálního ohybového momentu

Pro stanovení maximálního ohybového momentu je potřeba znát polohu těžiště celku a jeho hmotnost. Zatěžovací celek je složen z hnané části, upínací části a z výpalku s maximální hmotností.

Poloha těžiště a celková hmotnost zatěžovacího celku byly určeny s použitím programu Autodesk Inventor Professional 2013. Poloha těžiště je znázorněna na obrázku 5.1.



Obr. 5.1 – Znázornění polohy těžiště.

Celková hmotnost

$$m_{celk.} = 478 \text{ kg} \quad (5.1)$$

Zátěžná síla

$$F_c = m_{celk.} \cdot g = 478 \cdot 9,81 = 4690 \text{ N} \quad (5.2)$$

Maximální ohybový moment

$$M_{omax} = F_c \cdot r = 4690 \cdot 730 = 3\,423\,700 \text{ Nmm} \quad (5.3)$$

Výpočet minimálního průměru hřídele z maximálního namáhání v ohybu

Materiál hřídele volím ocel třídy 11 523. Pro ocel 11 523 platí mez kluzu $Re = 355 \text{ MPa}$ [1].

Zvolená bezpečnost $k_s = 2$.

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{M_{o\max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \frac{Re}{k_s} \quad (5.4)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\max} \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3423700 \cdot 2}{\pi \cdot 355}} = 58 \text{ mm} \quad (5.5)$$

Dle [1] volím normalizovaný průměr hřídele $d = 65 \text{ mm}$.

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{M_{o\max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{3423700}{\frac{\pi \cdot 65^3}{32}} = 127 \text{ MPa} \quad (5.6)$$

5.1.2 Výpočet namáhání hnací hřídele na krut

Výstupní krouticí moment z pohonné jednotky při přetížení

Z důvodu možné blokáce manipulátoru během chodu se vychází z momentu zvratu elektromotoru při přetížení. [12]

$$M_{zv} = 130\,000 \text{ Nm}$$

Výpočet maximálního namáhání v krutu

$$\tau_k = \frac{M_{zv}}{W_k} = \frac{M_{zv}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{130\,000}{\frac{\pi \cdot 65^3}{16}} = 2,4 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{127^2 + 3 \cdot 2,4^2} = 127,1 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

Kontrola bezpečnosti

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{355}{127,1} = 2,8 \quad (5.9)$$

5.2 Návrhový výpočet ložisek

5.2.1 Výpočet reakcí

$$\sum M_A = 0 \quad (5.10)$$

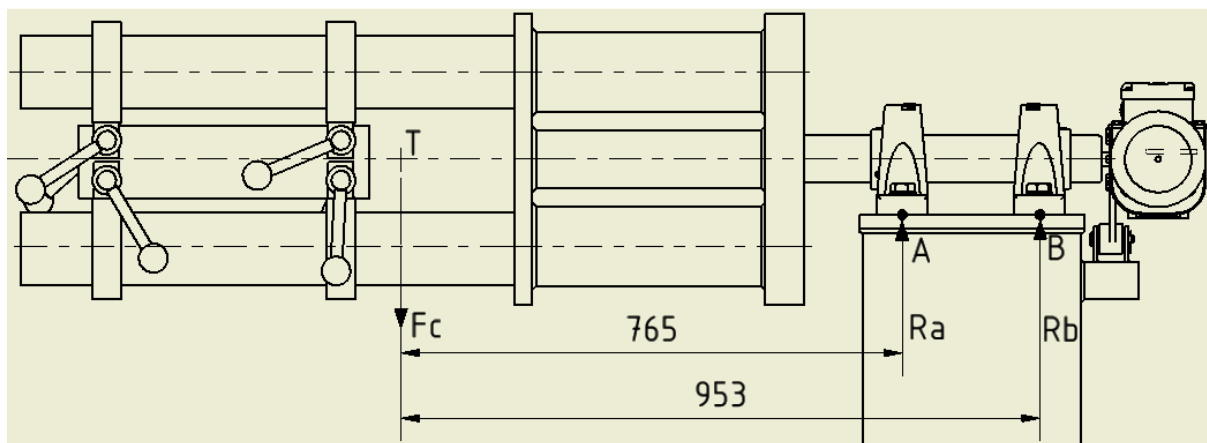
$$F_c \cdot 765 + R_b \cdot 188 = 0 \quad (5.11)$$

$$R_b = \frac{-F_c \cdot 765}{188} = \frac{-4690 \cdot 765}{188} = -19 \text{ kN} \quad (5.12)$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_c \cdot 953 - R_a \cdot 188 = 0 \quad (5.13)$$

$$R_a = \frac{F_c \cdot 953}{188} = \frac{4690 \cdot 953}{188} = 23,8 \text{ kN} \quad (5.14)$$



Obr. 5.2 – Znázornění působení zatížení a reakcí.

5.2.2 Výpočet životnosti ložisek

C - základní dynamická únosnost ložiska. C = 57,2 kN. viz Tab. 4.3.

n - otáčky ložiska. n = 9,6 ot/min. viz Tab. 4.2.

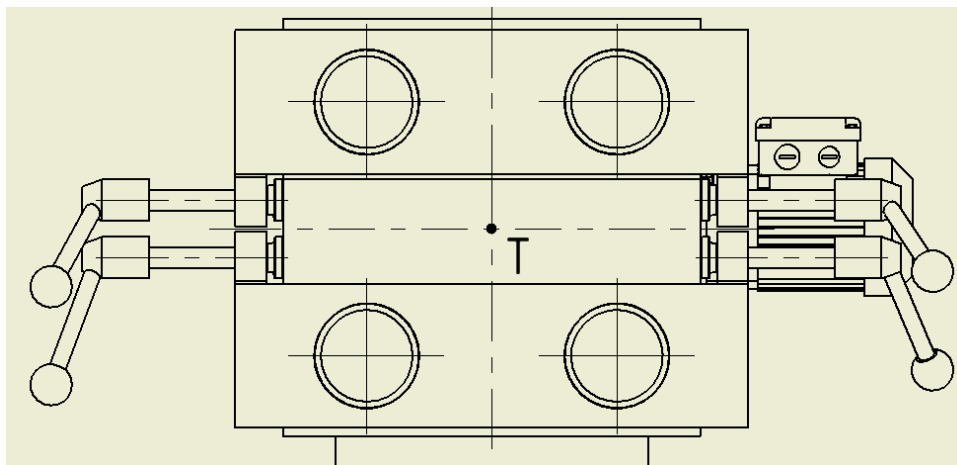
P - maximální zatížení ložiska. P = 23 800 N.

p - exponent typu ložiska. Pro kuličkové ložisko p = 3.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{57200}{23800}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 9,6} = 24\,100 \text{ hodin} \quad (5.15)$$

5.3 Návrhový výpočet pohonné jednotky

Těžiště hnané části, upínací části a výpalku se nachází v jejich ose a v ose hnací hřídele – viz obr. 5.3. Tudíž se při návrhu potřebného kroutícího momentu vychází pouze z výpočtu třecích momentů použitých ložisek. Navržená pohonná jednotka vychází z výpočtu potřebného momentu k překonání třecích momentů ložisek. Návrh pohonné jednotky je popsán v kapitole 4.6.



Obr. 5.3 – Znázornění těžiště v ose.

Výpočet třecích momentů ložisek

$M_{T1/2}$ – Třecí moment ložiska

μ – součinitel tření pro kuličková ložiska. Určeno z [2].

$$\mu = 0,0015$$

$P_{1/2}$ – zatížení ložiska [N]. Je rovno vypočteným reakcím z rovnic 5.11. a 5.13.

$$P_1 = 23\,800 \text{ N}$$

$$P_2 = 19\,000 \text{ N}$$

d - průměr díry ložiska [mm].

$$d = 65 \text{ mm}$$

Třecí moment 1. ložiska

$$M_{T1} = 0,5 \cdot \mu \cdot P_1 \cdot d = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 23\,800 \cdot 65 = 1160,3 \text{ Nmm} \quad (5.16)$$

Třecí moment 2. ložiska

$$M_{T2} = 0,5 \cdot \mu \cdot P_2 \cdot d = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 19\,000 \cdot 65 = 926,3 \text{ Nmm} \quad (5.17)$$

Celkový třecí moment

$$M_c = M_{T1} + M_{T2} = 1160,3 + 926,3 = 2086,6 \text{ Nmm} \quad (5.18)$$

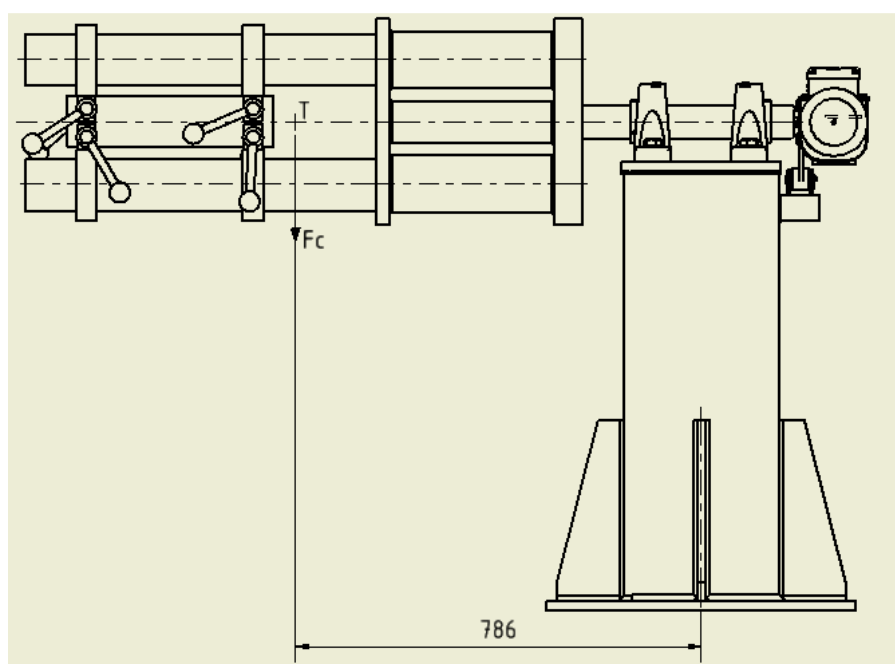
Ověření podmínky návrhu pohonné jednotky

$$M_k \geq M_c \rightarrow 75\,000 \geq 2086,6 \quad (5.19)$$

Podmínka je splněna

5.4 Pevnostní výpočet stojanové části

Stojan je tvořen čtvercovým profilem, který je obvodově přivařen ke kotevní části. Ohybové namáhání svaru je vyvozeno celkovou tíhou zatěžovacího celku. Celková tíha je nahrazena zatěžovací silou F_c . Zatížení stojanové části je znázorněno na obrázku 5.4.



Obr. 5.4 – Ohybové namáhání stojanové části.

Výpočet zatěžujícího ohybového momentu

$$M_o = F_c \cdot 786 = 4690 \cdot 786 = 3\,686\,340 \text{ Nmm} \quad (5.20)$$

Výpočet modulu průřezu v ohybu

Pro zjištění modulu průřezu v ohybu byl použit online kalkulátor [15].

$$W_o = 734\,965\,mm^3 \quad (5.21)$$

Výpočet ohybového napětí svaru

k_3 – převodní součinitel koutového svaru. $k_3 = 0,9$. [21]

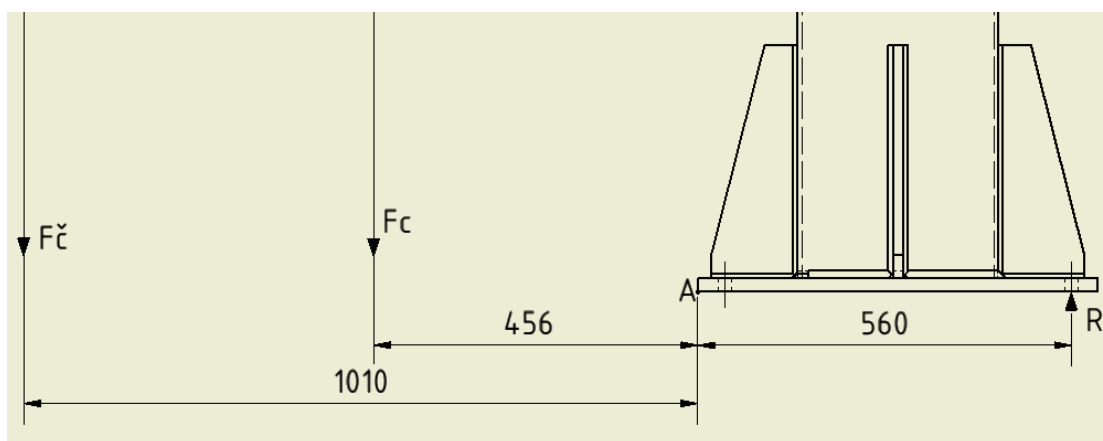
k_s – součinitel statické bezpečnosti. Volím $k_s = 2$.

R_e – mez kluzu pro ocel 11 523. $R_e = 355\,MPa$. [1]

$$\tau_{\perp} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{3\,686\,340}{734\,965} \leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} = 5\,MPa \leq 0,9 \cdot \frac{355}{2} = 5\,MPa \leq 159,75\,MPa \quad (5.22)$$

5.5 Pevnostní návrh kotevních šroubů

Návrh kotevních šroubů zohledňuje reakční osovou sílu R a předepsaný utahovací moment. Reakční osová síla R je vyvozena od zatěžovacího celku manipulátoru F_c a od případného zatížení celkovou vahou člověka na konci manipulátoru $F_{\check{c}}$. Zatížení kotevních šroubů je znázorněno na obrázku 5.7.



Obr. 5.7 – Ohybové namáhání kotevních šroubů.

Výpočet zatěžovací síly způsobenou váhou člověka

$m_{\check{c}}$ – předpokládaná maximální váha zatěžujícího člověka. $m_{\check{c}} = 150 \text{ kg}$.

$$F_{\check{c}} = m_{\check{c}} \cdot g = 150 \cdot 9,81 = 1471,5 \text{ N} \quad (5.23)$$

Výpočet reakční síly

$$\sum M_A = 0$$

$$F_c \cdot 456 + F_{\check{c}} \cdot 1010 + R \cdot 560 = 0 \quad (5.24)$$

$$R = \frac{-F_c \cdot 456 - F_{\check{c}} \cdot 1010}{560} = \frac{-4690 \cdot 456 - 1471,5 \cdot 1010}{560} = 6473 \text{ N} \quad (5.25)$$

Výpočet potřebné velikosti kotevních šroubů

R_e – mez kluzu jmenovitá. Pro šroub třídy 8.8 $\Rightarrow R_e = 640 \text{ MPa}$. [3]

k_s – zvolená statická bezpečnost. $k_s = 2$.

$R/2$ – Reakční síla připadající na jeden šroub. $R/2 = 3236,5 \text{ N}$.

$$\sigma_t = \frac{R/2}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (5.26)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{R}{2} \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = 5,24 \text{ mm} \quad (5.27)$$

S ohledem na větší bezpečnost byl zvolen šroub s metrickým závitem M16x2. [1]

Výpočet tahového napětí

d_3 – malý průměr závitu. M16x2. $d_3 = 13,546 \text{ mm}$. [1]

$$\sigma_t = \frac{R/2}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{3236,5}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 22,5 \text{ MPa} \quad (5.28)$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_t} = \frac{640}{22,5} = 28,5 \quad (5.29)$$

Bezpečnost vyhovuje.

Úhel stoupání závitu

P_h – stoupání závitu. $P_h = 2$ mm. [1]

d_2 – střední průměr závitu. $d_2 = 14,701$ mm [1]

$$\tan \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 2,48^\circ \quad (5.30)$$

Redukovaný třecí úhel

f_z – součinitel smykového tření na závitu. $f_z = 0,25$. [3]

α – úhel metrického profilu závitu. $\alpha = 60^\circ$.

$$\tan \varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,25}{\cos \frac{60}{2}} = 16,1^\circ \quad (5.31)$$

Výpočet osově síly ve šroubu od utahovacího momentu

Předepsaný utahovací moment $M_u = 80$ Nm. [16]

$$M_u = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (5.32)$$

$$F_o = \frac{M_u}{\tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}} = \frac{80\,000}{\tan(2,48 + 16,1) \cdot \frac{14,701}{2}} = 32\,389 \text{ N} \quad (5.33)$$

Výpočet krutového napětí způsobeného utahovacím momentem

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{32\,389 \cdot \tan(2,48 + 16,1) \cdot \frac{14,701}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} = 164 \text{ MPa} \quad (5.34)$$

Výpočet tahového napětí způsobeného utahovacím momentem

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 32\,389}{\pi \cdot 13,546^2} = 224,7 \text{ MPa} \quad (5.35)$$

Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{224,7^2 + 4 \cdot 164^2} = 398 \text{ MPa} \quad (5.36)$$

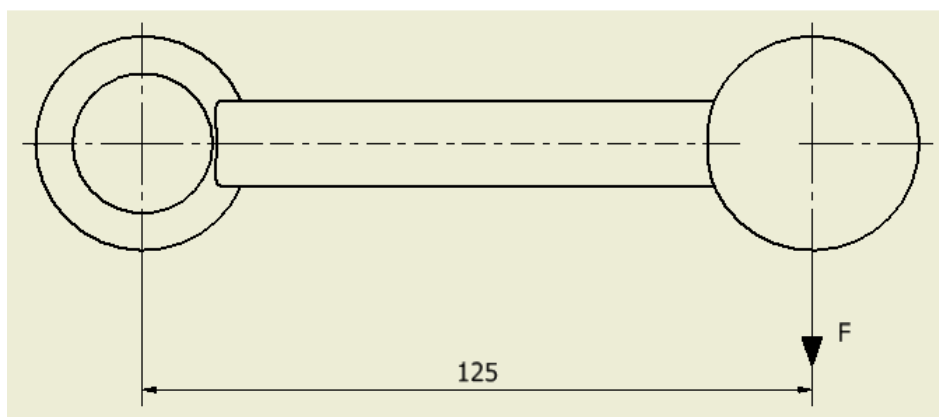
Výpočet bezpečnosti

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{640}{398} = 1,6 \quad (5.37)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje.

5.6 Pevnostní návrh upínací části

Svary, které spojují upínač s ocelovým upínacím hranolem jsou namáhány silou, kterou vyvozuje obsluha stroje při upínání – viz obr. 5.8.



Obr. 5.8 – Působení síly na rameni na upínacím šroubu.

Výpočet momentu vyvozeného při utahování fixačního šroubu

F – maximální síla vyvozená obsluhou. F = 250 N.

$$M_r = F \cdot r = 250 \cdot 125 = 31\,250 \text{ Nmm} \quad (5.38)$$

Úhel stoupání závitu

P_h – stoupání závitu. P_h = 2,5 mm. [1]

d₂ – střední průměr závitu M20. d₂ = 18,376 mm [1]

$$\tan \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 2,48^\circ \quad (5.39)$$

Redukovaný třecí úhel

f_z – součinitel smykového tření na závitu. $f_z = 0,25$. [3]

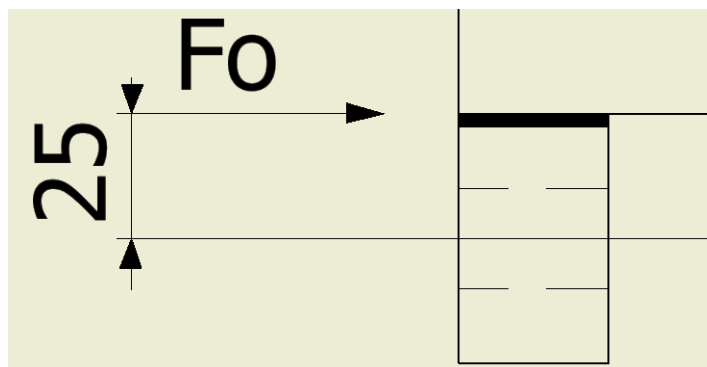
α – úhel profilu. $\alpha = 60^\circ$

$$\tan \varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,25}{\cos \frac{60}{2}} = 16,1^\circ \quad (5.40)$$

Výpočet osově síly ve šroubu

$$M = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (5.41)$$

$$F_o = \frac{M_r}{\tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}} = \frac{31\,250}{\tan(2,48 + 16,1) \cdot \frac{18,376}{2}} = 10\,118\,N \quad (5.42)$$



Obr. 5.9 – Působení síly na svar upínače.

Výpočet účinné délky svaru

l - účinná délka svaru.

l' - délka svaru. $l' = 40\,mm$.

a – účinný rozměr svaru. $a = 4\,mm$.

$$l = l' - 2,1 \cdot a = 40 - 2,1 \cdot 4 = 31,6\,mm \quad (5.43)$$

Výpočet tloušťky svaru

$$t = 1,41 \cdot a = 1,41 \cdot 4 = 5,64\,mm \quad (5.44)$$

Výpočet součinitele tloušťky koutového svaru

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 5,64 = 1,13 \quad (5.45)$$

Výpočet smykového namáhání působící na svar

$$\tau_{\parallel} = \frac{F}{2 \cdot S_{Sv}} = \frac{F_o}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{10\,118}{2 \cdot 4 \cdot 31,6} = 40 \text{ MPa} \quad (5.46)$$

Výpočet ohybového namáhání působící na svar

$$\tau_{\perp} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_o \cdot 25}{2 \cdot \frac{1}{6} a \cdot l^2} = \frac{10\,118 \cdot 25}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 4 \cdot 31,6^2} = 192 \text{ MPa} \quad (5.47)$$

Výpočet redukovaného namáhání působící na svar

k_3 – převodní součinitel koutového svaru. $k_3 = 0,9$. [21]

k_4 – převodní součinitel koutového svaru. $k_4 = 0,8$. [21]

R_e – mez kluzu pro ocel 11 523. $R_e = 355 \text{ MPa}$. [1]

k_s – statická bezpečnost. Volím $k_s = 1,5$.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{40}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{192}{0,9}\right)^2} = 219 \leq \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} = 219 \leq 253 \quad (5.48)$$

Svary upínací části vyhovují pevnostní kontrole.

6. Závěr

Manipulátory a manipulační technika jsou neomylně důležitou součástí výrobního procesu firem. Na základě poznatků o současných manipulátorech bylo navrženo vlastní konstrukční řešení manipulátoru. Navržené řešení je jednoduché a efektivní.

Cíle, které byly vytýčeny v úvodu práce, byly beze zbytku splněny.

7. Seznam použitých zdrojů

Literatura:

[1] LEINVEBER Jan a Pavel VÁVRA: *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.

[2] Sortimentní Katalog SKF – Třecí momenty.

[3] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů - části spojovací. Vysokoškolská příručka*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2012.

[4] Halder – sortimentní katalog norm + technik – Normované díly.

Internetové zdroje:

[5] *En 1961, le robot Unimate était déjà fort impressionnant* [online]. Dostupné z:

<http://www.gizmodo.fr/2011/12/22/en-1961-le-robot-unimate-etait-deja-fort-impressionnant.html>

[6] *1958 – 1962 – “Versatran” Industrial robot – Harry Johnson and Veljko Milenkovic*

[online]. Dostupné z: <http://cyberneticzoo.com/early-industrial-robots/1958-62-versatran-industrial-robot-harry-johnson-veljko-milenkovic/>

[7] *The world's first paint robot* [online]. Dostupné z:

[http://www02.abb.com/global/noabb/noabb071.nsf/bf177942f19f4a98c1257148003b7a0a/678678fdd98b69a8c125720b0031cb06/\\$FILE/Robot+Event+2006+-+The+worlds+first+paint+robot.pdf](http://www02.abb.com/global/noabb/noabb071.nsf/bf177942f19f4a98c1257148003b7a0a/678678fdd98b69a8c125720b0031cb06/$FILE/Robot+Event+2006+-+The+worlds+first+paint+robot.pdf)

[8] *Plechý válcované za tepla - sortimentní katalog Feron a.s.* [online]. Dostupné z:

<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=33766>

[9] *Seamless square steel tube Shanghai Metal Corporation - sortimentní katalog*. [online].

Dostupné z: [http://shanghaimetal.en.alibaba.com/product/1850011135-](http://shanghaimetal.en.alibaba.com/product/1850011135-221585394/din_en_10219_seamless_square_steel_tube_.html)

[221585394/din_en_10219_seamless_square_steel_tube_.html](http://shanghaimetal.en.alibaba.com/product/1850011135-221585394/din_en_10219_seamless_square_steel_tube_.html)

[10] *Upínací hřídelové pouzdro CONFIX MAV 1062 - sortimentní katalog OPIS Engineering*

k. s. [online]. Dostupné z: <http://opis.cz/confix/1062.html>

- [11] *SEW EURODRIVE*. [online]. Dostupné z: : <http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/s-nekov-p-evodov-motor.htm>
- [12] *Online konfigurator SEW EURODRIVE* [online]. Dostupné z: <https://portal.drivegate.biz/irj/portal/configurator>
- [13] *Katalog ložisek SKF* [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/cast-housing-grub-screw-locking/index.html?prodid=211201065&imperial=false>
- [14] *Trubky bezešvé hladké. Sortimentní katalog Feron a.s.* [online]. Dostupné z: http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?search_type=0
- [15] *Online kalkulator modulu průřezu*. [online]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/14-kvadraticky-moment-a-modul-prurezu-v-ohybu/104-kvadraticky-moment-prurezu-jaklu>
- [16] Havlík, J: *Zásady všeobecné členění technické dokumentace* [online]. Dostupné z: http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Vseobecne_zasady_cleneni_technicke_dokumentace.pdf
- [17] *KSK k.s.* [online]. Dostupné z: <http://www.kskct.cz/web/web.php?jazyk=cz>
- [18] *Katalog polohovadel a přípravků KSK k.s.* [online]. Dostupné z: <http://www.kskct.cz/web/podstranka.php?jazyk=cz>
- [19] *Katalog manipulátorů Yaskawa Electric Corporation*. [online]. Dostupné z: http://www.flexmanrobotics.hu/files/3513/9773/7790/YNR_Positioners_tracksantry.pdf
- [20] *Rotační polohovadlo PWR 66 - Katalog AEK Svařovací technika s.r.o.* [online]. Dostupné z: <http://www.aek-svareci-technika.cz/zbozi-1406-polohovaci-systemy-a-svarovaci-automaty.rotacni-polohovadla-Rotacni-polohovadlo-PWR-66>
- [21] *Výpočet svarových spojů - VUT Brno* [online]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/cv8/S108.pdf>

8. Seznam příloh

Příloha A: Rozměrový a hmotnostní rozbor výpalků